

## **ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И ОБОРУДОВАНИЕ**

УДК 621.452.3:621.48.01:681.518.54

**В.П. ГЕРАСИМЕНКО**, д-р техн. наук; проф. НАКУ «ХАИ», г. Харьков

**С. КАЕМИАН**, магистр НАКУ «ХАИ», г. Харьков

**Р.Р. РУЗИБАЕВ**, магистр НАКУ «ХАИ», г. Харьков

### **ДИАГНОСТИКА ГАЗОТУРБИННЫХ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ**

Розглянуто основні проблеми застосування експлуатації газоперекачувальних агрегатів (ГПА) за технічним станом. Запропоновані критерії оцінювання технічного стану ГПА у вигляді відносних значень коефіцієнтів корисної дії вузлів. Ці критерії дозволяють здійснювати діагностування вузлів ГПА.

Fundamental problems of gas pumping aggregates (GPA) exploitation by technical condition have been considered. The relative significances efficiency of gas pumping aggregate units as criterias estimation of technical condition are proposed. These criterias allow to put in practice diagnostic of GPA units.

Эксплуатация газотурбинных двигателей (ГТД) по техническому состоянию (ТС) – одно из прогрессивных направлений снижения эксплуатационных расходов, в том числе за счёт более полного исчерпания ресурса. Применение такой стратегии вместо эксплуатации по назначенному ресурсу как в наземных установках [1], так и особенно в авиации [2] не должно приводить к повышению риска создания аварийных ситуаций, что требует существенного расширения номенклатуры контролируемых параметров, методического обеспечения по диагностированию неисправностей и прогнозированию возможных отказов [3]. Вместе с тем при эксплуатации по ТС методология ресурсов остается теоретической основой для обоснования их продления и учета выработки. Поэтому понятие ресурса является важнейшим количественным показателем качества двигателей. Хотя этот показатель может рассматриваться всего лишь как один из критериев в системе комплекса параметров [4], характеризующих такое качество, наряду со стоимостными, экономическими, эффективными и др. [5]. В такой ситуации отдельное его использование применимо в сравнительных оценках прогресса для узкого класса или группы изделий в задачах увеличения сроков безопасной эксплуатации.

Переход к эксплуатации по ТС потребовал разработки критериев оценки, позволяющих следить за его ухудшением и достижением некоторых предельно допустимых уровней, при которых необходимо принимать меры по исправлению ситуации. В практике эксплуатации газоперекачивающих агрегатов (ГПА) оценивание ТС, как правило, выполняют по трем основным характеристикам: вибрационным [6], теплотехническим и экологическим [7]. Для этого проводят контроль параметров и разрабатывают критерии оценки ТС с использованием характеристик. Методической основой при этом являются документы: методические указания, технологические регламенты, инструкции и руководства по эксплуатации, а нормативно-правовыми актами – стандарты, нормы и правила, технические условия. Эти документы, безусловно, вносят системность в термины, определения, процедуры, приёмы, последовательности операций и действий для безопасной эксплуатации оборудования. При этом остается достаточно важной квалификация обслуживающего эксплуатационного персонала в принятии решений. Создание автоматизированных систем контроля, диагностирования и управления [8] должно ослабить этот фактор. Однако они требуют разработки новых методик расчетов и алгоритмов управляющих программ.

К сожалению, предлагаемые системы непрерывного контроля выработки ресурса деталей ГТД на основе их усталостной долговечности (малоцикловой усталости) [8] используют заранее задаваемые, а не действительные рабочие циклы, что снижает точность оценок. Использование температуры газов и частоты вращения турбины в качестве основных параметров подтверждает обоснованность их выбора [1] в качестве двух основных контролируемых параметров для учета выработки ресурса лопаток турбин. Пересчет малоцикловой усталости на длительную прочность очевидно возможен путём коррекции показателя экспоненты на статистических зависимостях  $\sigma(\tau)$  [4] для разных эксплуатационных циклов конкретных ГПА. В то же время возможность учета выработки ресурса рабочих лопаток турбин ГТД или интегральной оценки его ТС [7] с использованием алгоритмов [9] целесообразно дополнить методиками диагностирования-распознавания причин изменения ТС, что позволило бы повысить эффективность эксплуатации.

Целью данной статьи является разработка критериев диагностирования ТС ГПА в эксплуатационных условиях. Несмотря на наличие многих публикации по данному направлению исследований [2–4, 6–13] совершенствование критериев и методик диагностирования ГПА остаётся актуальным. Проблемы заключаются в выборе критериев поузловой оценки ТС ГПА и рационального пространства независимых переменных, в том числе режимных параметров с учётом сложностей, связанных с отсутствием прямых измерений основных параметров ГПА штатными системами контроля в эксплуатации или наличием ошибок в методиках диагностирования [11]. Применение 4-х уровней-классов в оценках ТС ГПА по результатам параметрического диагностирования [10] и 3-х [10] или 4-х [6] уровней оценок ТС по вибрационным параметрам – наиболее распространенные подходы в комплексном диагностировании ГПА. Причём, в вибрационной диагностике нормированные значения допустимых вибраций по каждому уровню оценок практически одинаковы для одноименных деталей независимо от типа ГПА, что позволяет создавать нормативные документы уже в форме отраслевых стандартов [6], однако общепринятый вид критерия параметрического оценивания ТС и его критические-пороговые значения пока отсутствует, что не позволяет разработку таких нормативных документов. Подобные стандарты [7] ограничиваются методиками определения основных параметров ГПА и критериальных оценок ТС без указания уровней допустимых значений этих критериев. Что же касается параметрического диагностирования с выделением классов состояний, то нормативные документы, как правило, разрабатывают в виде индивидуальных методик и регламентов для конкретного типа ГПА [10].

Применение интегральных характеристик ГПА (эффективной мощности, КПД двигателя и нагнетателя) в качестве диагностических признаков при оценивании его ТС является несовершенным, так как они изменяются в процессе эксплуатации не только в зависимости от ТС, но и от режима работы и внешних условий. Поэтому их используют косвенным путём в расчетах специальных коэффициентов ТС [7]. Диагностическими признаками по оценке ТС узлов ГТД целесообразно выбирать параметры узла, наиболее чувствительные к изменению его ТС. Использование для этих целей в качестве диагностического признака показателя политропического процесса в соответствующем узле [9] требует высокой точности его определения, что является существенным ограничением. Более приемлемыми здесь могли бы быть КПД узлов, требующие соответствующих алгоритмов их определения по контролируемым параметрам ГПА в эксплуатации. Однако, ввиду возможных причин изменения КПД не только из-за ухудшения ТС, но и вследствие изменения режима работы ГПА,

требуются методические приёмы по исключению влияния последнего.

Для исключения режимного фактора предлагаем использовать в качестве критерия оценки ТС компрессора и турбины ГТД, а также центробежного нагнетателя (ЦБН) ГПА коэффициенты относительного измерения их КПД на номинальном режиме работы

$$K_{\eta} = \frac{\eta_{\text{н}}}{\eta_{\text{нб}}}, \quad (1)$$

где  $\eta_{\text{н}}$ ,  $\eta_{\text{нб}}$  – фактическое и исходное-базовое значения КПД, соответственно, на номинальном режиме работы ГТД и ЦБН. Применив точечное квадратичное аппроксимирование функций [14] – зависимостей КПД от режимного параметра  $\eta = f(X)$ , формулу (1) представим в виде, удобном для вычислений:

$$K_{\eta} = \frac{\sum_{i=1}^m \bar{\eta}^i \cdot \bar{\eta}_6^i}{\sum_{i=1}^m (\bar{\eta}_6^i)^2}, \quad (2)$$

где  $\bar{\eta}^i = \eta^i / \eta_{\text{н}}$  – фактическое относительное значение КПД узла на  $i$ -ом контрольном режиме;  $\bar{\eta}_6^i = \eta_6^i / \eta_{\text{нб}} = f_6(\bar{X}^i)$  – относительное значение КПД на базовой-исходной характеристике узла для  $i$ -го режима;  $\bar{X}^i = X^i / X_{\text{н}}$  – относительное значение режимного параметра на  $i$ -ом режиме;  $m$  – количества контрольных режимов.

Очевидно, что на базовую характеристику узла ГТД  $\bar{\eta}_6 = f_6(\bar{X})$  влияет программа регулирования двигателя – т.е. она представляет собой линию совместных режимов работы узлов в системе двигателя на полной исходной характеристике этого узла. Такую линию в форме аппроксимационной зависимости необходимо идентифицировать по результатам контрольных эксплуатационных испытаний исходного ГПА на компрессорной станции. Следует отметить, что для компрессора и его турбины ГТД в качестве режимного параметра обычно используют приведенную частоту вращения ротора соответствующего каскада газогенератора. Хотя иногда в качестве такого параметра, как параметра дросселирования двигателя, предлагают использовать степень повышения давления в компрессоре для представления дроссельной характеристики ГТД. В этом случае требуется пояснить процедуру вычисления степени повышения давления по статическим давлениям на входе и выходе из компрессора, которые обычно измеряют в эксплуатационных условиях вместо полных давлений, используемых в проекторочных расчетах и доводочных испытаниях изолированных компрессоров. Отмеченная особенность контролируемых давлений в эксплуатационных условиях при этом накладывает отпечаток и на определяемый КПД компрессора или его каскадов. Суть заключается в вычислении КПД как отношение работы, рассчитываемой по указанной степени повышения статического давления, к затраченной работе в виде разности полных энтальпий на выходе и входе в компрессор, определяемых по измеренным в эксплуатации температурам торможения. Несмотря на такой неточно отражающий подход физического смысла в вычислениях КПД компрессора в эксплуатационных условиях, он вполне приемлем для определения относительного изменения КПД в качестве критерия оценки ТС (1).

При использовании относительного изменения КПД турбины компрессора в качестве параметра ее ТС аналогично компрессору требуется косвенное определение этого КПД, ввиду отсутствия измерений температуры и давления на входе в турбину. Работу турбины компрессора  $L_{\text{ТК}}$ , а следовательно температуру торможения и полную энтальпию газа на входе при измеряемой температуре на её выходе ( $T_{\text{ТК}}^*$ ), можно определить из баланса мощностей турбокомпрессора и расходов воздуха-газа

$$L_{\text{ТК}} = \frac{i_{\text{К}}^* - i_{\text{В}}^*}{(1 + q_{\text{Т}})(1 - \Delta \bar{G}_{\text{отб}}) \eta_{\text{мТК}}}; \quad (3)$$

$$G_{\text{Т}} = G_{\text{В}}(1 + q_{\text{Т}})(1 - \Delta \bar{G}_{\text{отб}}), \quad (4)$$

где  $i_{\text{В}}^* = C_p T_{\text{В}}^*$ ,  $i_{\text{К}}^* = C_p T_{\text{К}}^*$  – энтальпии на входе и выходе из компрессора;  $C_p$  – теплоемкость воздуха;  $T_{\text{В}}^*$ ,  $T_{\text{К}}^*$  – измеряемые температуры воздуха на входе и выходе из компрессора;  $q_{\text{Т}} = \frac{G_{\text{Т}}}{G_{\text{В}}(1 - \Delta \bar{G}_{\text{отб}})}$  – относительный расход топлива;  $\Delta \bar{G}_{\text{отб}} = \frac{\Delta G_{\text{отб}}}{G_{\text{В}}}$  – относительный расход отбираемого воздуха из двигателя за компрессором;  $G_{\text{В}}$ ,  $G_{\text{Т}}$ ,  $G_{\text{Т}}$  – расходы воздуха, газа и топлива в двигателе;  $\eta_{\text{мТК}}$  – механический КПД соединения турбокомпрессора.

Несмотря на наличие прямого измерения топливного газа  $G_{\text{Т}}$  в двигателе при отсутствии измерения расхода воздуха  $G_{\text{В}}$  требуются косвенные методы его определения [9]

$$G_{\text{В}} = G_{\text{Т}} \left( \frac{H_u \eta_{\text{Г}} \eta'_{\text{мТК}} K_{\text{охл}} K_{\text{отб}}}{C_{p\Gamma} T_{\text{ТК}}^* - C_p T_{\text{К}}^*} - 1 \right), \quad (5)$$

где  $H_u$ ,  $\eta_{\text{Г}}$  – теплота сгорания топлива и коэффициент полноты его сгорания;  $\eta'_{\text{мТК}}$ ,  $K_{\text{охл}}$ ,  $K_{\text{отб}}$  – коэффициенты учитывающие механические потери на роторе турбокомпрессора и затраты энергии на отборы воздуха для охлаждения горячих частей внутри двигателя и на внешние нужды в долях от энергии топлива;  $C_p$ ,  $C_{p\Gamma}$  – теплоемкости воздуха и газа.

Относительный расход топлива в формулах (3), (4) может быть также определен по формуле:

$$q_{\text{Т}} = \frac{1}{\alpha_{\text{КС}} L_0},$$

где  $\alpha_{\text{КС}}$  – коэффициент избытка воздуха в камере сгорания, измеряемый в эксплуатационных испытаниях на выходе из двигателя,  $L_0$  – стехиометрический коэффициент. При измерениях в этих испытаниях также температур воздуха на входе в двигатель  $T_{\text{В}}^*$  и выхлопных газов за турбиной  $T_{\text{Т}}^*$  может быть определен эффективный КПД двигателя  $\eta_e$ , используемый для оценки ТС двигателя в целом:

$$\eta_e = \eta_{\Gamma} \eta'_{m\Gamma\GammaД} K_{отб} \left[ 1 - \frac{(\alpha_{КС} L_0 + 1)(C_{p\Gamma} T_T^* - C_p T_B^*)}{H_u \eta_{\Gamma} \eta'_{m\Gamma\Gamma} K_{отб}} \right], \quad (6)$$

где  $\eta'_{m\Gamma\GammaД} = \eta'_{m\Gamma\Gamma} \eta'_{m\GammaС}$  – механический КПД двигателя, учитывающий механические потери на роторах турбокомпрессора и силовой турбины в долях от энергии топлива.

КПД турбины компрессора, как критерий оценки её ТС, рассчитываем по формуле:

$$\eta_{TK} = \frac{L_{TK}}{C_{p\Gamma} T_{\Gamma}^* (1 - 1/\pi_{TK}^{\frac{\kappa_{\Gamma}-1}{\kappa_{\Gamma}}})}, \quad (7)$$

где  $L_{TK}$  определяется по формуле (3);  $\pi_{TK} = P_B \pi_{\Gamma} \sigma_{КС} / P_{TK}$  – степень понижения давления в турбине компрессора;  $P_B$ ,  $P_{TK}$  – измеряемые давления на входе в компрессор и на выходе из турбины компрессора;  $\sigma_{КС}$  – коэффициент восстановления давления в камере сгорания.

Несмотря на сравнительно не высокую точность определения  $\pi_{TK}$ , а, следовательно, и  $\eta_{TK}$ , точность относительного изменения КПД (2), вычисляемого по этим значениям  $\eta_{TK}$ , будет удовлетворительной.

КПД силовой турбины, используемый для оценки её ТС согласно формуле (2), может быть представлен как отношение работ или в ином виде

$$\eta_{TC} = \frac{L_{TC}}{L_{TCS}}; \quad (8)$$

$$\eta_{TC} = \frac{q_T H_u \eta_e}{(1 + q_T) L_{TCS} \eta_{m\GammaС}}, \quad (9)$$

где  $L_{TC} = C_{p\Gamma}(T_{TK}^* - T_T^*)$  – работа силовой турбины;  $L_{TCS} = C_p T_{TK}^* (1 - 1/\pi_{TK}^{\frac{\kappa_{\Gamma}-1}{\kappa_{\Gamma}}})$  – изоэнтальпическая работа;  $\pi_{TC} = P_{TK} / P_T$  – степень понижения давления в силовой турбине;  $P_{TK}$ ,  $P_T$ ,  $T_{TK}^*$ ,  $T_T^*$  – давления и температуры на входе и выходе из силовой турбины, измеряемые в эксплуатационных условиях;  $\eta_e$  – эффективный КПД двигателя, определяемый по уравнению (6).

Следует отметить, что при вычислениях коэффициентов ТС турбин по формуле (2) в качестве режимного параметра  $X$  может быть использована любая переменная, характеризующая дросселирование двигателя  $n_{TK}$ ,  $\pi_K$ ,  $q_T$ ,  $G_{впр}$ ,  $T_{\Gamma}^* / T_B^*$ ,  $\pi_{TK}$ ,  $\pi_{TC}$ ,  $\pi_{ТС}$ .

В качестве характерных изменений, которые приводят к ухудшению ТС ГТД являются: загрязнение проточной части компрессора или износ его лопаток; эрозия, коррозия или повреждения лопаток турбин; прогары деталей камеры сгорания и др. Так, загрязнения компрессора приводит к уменьшению его КПД и расхода воздуха, а следовательно, понижению КПД и мощности двигателя. Нагарообразование и закоксование сопловых лопаток турбины компрессора, вызывающее сужения их горла, также приводит к понижению мощности двигателя за счет уменьшения расхода

воздуха-газа. Увеличение же горла сопловых лопаток турбины компрессора при их эрозии и коррозии, приводящих к снижению ее КПД, наоборот приводит к увеличению мощности двигателя при  $n_{\text{ТК}} = \text{const}$  за счет необходимого роста расхода топлива и повышения температуры газа на входе в турбину. Изменение площади горла сопловых лопаток силовой турбины приводит к обратному воздействию на параметры двигателя. Хотя уменьшение КПД силовой турбины приводит к пропорциональному снижению эффективного КПД и мощности двигателя при  $n_{\text{ТК}} = \text{const}$ .

Характерными основными причинами ухудшения ТС ЦБН ГПА являются износ лопаток и уплотнений, а иногда засорение его проточной части. Использование в качестве критерия оценки ТС ЦБН коэффициента изменения его политропного КПД (1), вычисляемого по измеряемым в эксплуатационных условиях давлениям и температурам [7], требует также индивидуального измерения на ЦБН производительности-расхода технологического газа и  $n_{\text{ТС}}$  как режимных параметров.

Таким образом, предложены критерии оценивания ТС узлов ГПА и методики их определения.

**Список литературы:** 1. Герасименко В.П. Учет выработки ресурса лопаток газотурбинного привода газоперекачивающего агрегата / В.П. Герасименко, Н.Б. Налесный, Т.М. Нурмухаметов // Питання розвитку газової промисловості України: Зб. наук. праць. – Х.: УкрНДІгаз. – 2004. – Вип. XXXI. – С. 118-123. 2. Шереметьев А.В. Анализ опыта эксплуатации зарубежных газотурбинных двигателей по техническому состоянию / А.В. Шереметьев // Авіац.-косм. техніка і технологія. – Х.: ХАІ. – 2003. – Вип. 40/5. – С. 5-9. 3. Полунатурное моделирование отказов ГТД для испытаний систем контроля и диагностики двигателя / В.Ю. Арьков, Г.Г. Куликов, С.В. Елифанов, И.Ч. Минаев / Авіац.-косм. техніка і технологія. – Х.: ХАІ. – 2004. – № 7(15). – С. 167-173. 4. Влияние эксплуатационных условий на техническое состояние газоперекачивающих агрегатов / В.П. Герасименко, С.А. Сапрыкин, Н.Б. Налесный, Т.М. Нурмухаметов // Питання розвитку газової промисловості України: Зб. наук. праць. – Х.: УкрНДІгаз. – 2005. – Вип. XXXIII. – С. 106-113. 5. Герасименко В.П. Теорія авіаційних двигунів / В.П. Герасименко. – Підручник. Харків: Нац. аерокосм. ун-т. «Харк. авіац. ін-т», 2003. – 199 с. 6. СОУ 60.3-30019801-012:2004. Стандарт організації України. Компресорні станції. Контроль вібраційних характеристик елементів технологічного обладнання компресорної станції магістрального газопроводу. Чинний з 2005-02-01. – К.: ДК «Укртрансгаз», 2004. – 30 с. 7. СОУ 60.3-30019801-011: 2004. Стандарт організації України. Компресорні станції. Контроль теплотехнічних та екологічних характеристик газоперекачувальних агрегатів. Чинний з 2005-02-01. – К.: ДК «Укртрансгаз», 2004. – 117 с. 8. Тоулер. Автоматизированная система контроля работы ГТУ, установленных на морских платформах для добычи газа / Тоулер, Йоррио // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1984. – Т. 106, № 4. – С. 171-177. 9. Алгоритмы определения основных параметров газотурбинных газоперекачивающих агрегатов в эксплуатации / В.П. Герасименко, Н.В. Кучерук, А.С. Мандра, Т.М. Нурмухаметов // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Х.: НТУ «ХПИ», 2009. – № 3. – С. 116-121. 10. Александрович Р.Б. Комплексное диагностическое обследование по эксплуатационным параметрам ГТУ-16П / Р.Б. Александрович // Газовая промышленность. – 2008. – № 2. – С. 89-92. 11. Бикчентай Р.Н. Диагностика технического состояния газотурбинных приводов ГПА / Р.Н. Бикчентай, А.Г. Ванчин // Газотурбинные технологии. Ноябрь-декабрь 2003. – С. 36-38. 12. Бочкарёв С.К. Автоматизированная система контроля и прогнозирования технического состояния привода газоперекачивающих агрегатов НК-14СТ / С.К. Бочкарёв, В.В. Мосоулин // Авіац.-косм. техніка і технологія. – Х.: ХАІ. – 2002. – Вип. 31. – С. 195-199. 13. Опытная эксплуатация автоматизированной системы диагностирования газотурбинного двигателя НК-38СТ / В.Б. Коротков, Ю.К. Криволицкий, В.Н. Михнович, Ю.Н. Тарасенко // Авіац.-косм. техніка і технологія. – Х.: ХАІ. – 2000. – Вип. 19. – С. 342-345. 14. Демидович Б.П. Численные методы анализа. Приближение функций, дифференциальные и интегральные уравнения / Б.П. Демидович, И.А. Марон, Э.З. Шувалова. – М.: Физматгиз, 1967. – 368 с.

© Герасименко В.П., Каемиан С., Рузибаев Р.Р., 2010  
Поступила в редколлегию 10.02.10